

16.12.2004
3.4

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日
Date of Application: 2004年 1月 5日

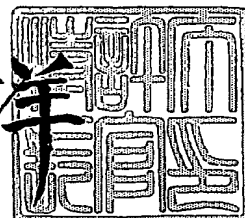
出 願 番 号
Application Number: 特願2004-000393
[ST. 10/C]: [JP2004-000393]

出 願 人
Applicant(s): 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ

2005年 2月 4日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

小 川 洋





【書類名】 特許願
【整理番号】 0311-02
【あて先】 特許庁長官 殿
【国際特許分類】 F16H 13/08
F16H 1/28
【発明者】
【住所又は居所】 長野県南安曇郡穂高町大字牧 1856-1 株式会社ハーモニッ
ク・ドライブ・システムズ 穂高工場内
【氏名】 堀 光平
【特許出願人】
【識別番号】 390040051
【氏名又は名称】 株式会社ハーモニク・ドライブ・システムズ
【代理人】
【識別番号】 100090170
【弁理士】
【氏名又は名称】 横沢 志郎
【手数料の表示】
【予納台帳番号】 014801
【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
【物件名】 特許請求の範囲 1
【物件名】 明細書 1
【物件名】 図面 1
【物件名】 要約書 1

【書類名】特許請求の範囲

【請求項 1】

太陽歯車、遊星歯車、および内歯車を備えた遊星歯車機構と、
 太陽ローラ、遊星ローラおよびリングローラを備えた遊星ローラ機構とを有し、
 前記太陽歯車および前記太陽ローラは共通の回転中心軸線の回りを一体回転し、
 前記遊星歯車および前記遊星ローラは共通の遊星軸の回りを一体回転し、
 前記内歯車および前記リングローラは前記回転中心軸線の回りを一体回転するように、
 または同心で固定できるように構成されており、
 前記太陽ローラの半径が前記太陽歯車のかみあいピッチ円半径 r_1 より Δr_1 だけ大きく

、
 前記遊星ローラの半径が前記遊星歯車のかみあいピッチ円半径 r_{21} より Δr_1 だけ小さく、

前記遊星歯車の前記太陽歯車とのかみあいピッチ円半径 r_{21} が、当該遊星歯車の前記内歯車とのかみあいピッチ円半径 r_{23} よりも大きい複合遊星装置。

【請求項 2】

請求項 1 において、

前記遊星歯車機構の各歯車の歯数は式 (1) を満足し、

前記太陽ローラの半径は前記太陽歯車のかみあいピッチ円半径よりも、式 (2) で与えられる半径増加量 Δr_1 だけ大きく、

前記遊星ローラの半径は、前記遊星歯車の内歯車とのかみあいピッチ円半径よりも、式 (3) で与えられる量 Δr_2 だけ大きい複合遊星装置。

$$j = (Z_d - Z_a) / 2 - Z_b > 0 \quad (1)$$

但し、 j : 遊星歯車の歯数低減数

Z_a : 太陽歯車の歯数

Z_b : 遊星歯車の歯数

Z_d : 内歯車の歯数

$$\Delta r_1 = \frac{r_{21} - r_{23}}{\frac{r_{23}(1 + \frac{r_1}{r_{21}})}{\frac{r_1(1 - \frac{r_{23}}{r_3})}{r_{21}}} + 1} \quad (2)$$

但し、 r_1 : 太陽歯車のかみあいピッチ円半径

r_{21} : 遊星歯車の太陽歯車とのかみあいピッチ円半径

r_{23} : 遊星歯車の内歯車とのかみあいピッチ円半径

r_3 : 内歯車のかみあいピッチ円半径

$$\Delta r_2 = r_{21} - r_{23} - \Delta r_1 \quad (3)$$

【書類名】明細書

【発明の名称】複合遊星装置

【技術分野】

【0001】

本発明は、遊星歯車機構と遊星ローラ機構を有し、これらを構成している歯車およびローラがそれぞれ共通の回転軸線の回りを一体回転するように構成された複合遊星装置に関するものである。さらに詳しくは、高い出力トルクが得られる遊星ローラ機構を有する複合遊星装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

遊星歯車機構と遊星ローラ機構からなる複合遊星装置は、例えば、下記の特許文献1、2に開示されている。これらの特許文献に開示されているように、遊星歯車減速機は大トルクを伝達できるが、バックラッシュとかみあい騒音が発生するという問題があり、遊星ローラ減速機はバックラッシュがゼロで低騒音であるが、継続的にすべりが発生して位置決め機構などには適さず、また、大トルクを伝達できないという問題がある。複合遊星装置は、遊星歯車減速機および遊星ローラ減速機の欠点を相互に補い、双方の機構の利点を有効利用することができる。

【特許文献1】特開平9-168910号公報

【特許文献2】特開2002-213566号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

しかしながら、従来の複合遊星装置には次のような課題がある。特許文献1などに開示されている複合遊星装置では、図4にその概念図を示してあるが、遊星歯車機構の各歯車のかみあいピッチ円半径と、遊星ローラ機構の各ローラの半径とが同一である。したがって、遊星歯車機構の減速比 U_g と遊星ローラ機構の減速比 U_r が同一であり、太陽ローラと遊星ローラ間のすべり率 s_1 および遊星ローラとリングローラ間のすべり率 s_2 が共に零である。この場合には、遊星ローラ機構のローラ駆動力（牽引力）が小さく、出力トルクが小さい。

【0004】

出力トルクを高めるために遊星ローラ機構のローラ駆動力を大きくするには、特許文献2などに開示されているように、遊星ローラ機構のローラ間にすべりを発生させるようにすればよい。図5はこの場合の概念図であり、太陽歯車のかみあいピッチ円半径 r_1 に対して、太陽ローラの半径を Δr_1 だけ大きくし、これに伴って、遊星歯車のかみあいピッチ円半径 r_2 に対して、遊星ローラの半径を Δr_1 だけ小さくすると共に、内歯車のかみあいピッチ円半径 r_3 に対してリングローラの内半径も Δr_1 だけ小さくする。この場合には、遊星ローラ機構の減速比 U_r が遊星歯車機構の減速比 U_g とは異なったものとなり、太陽ローラと遊星ローラ間、および遊星ローラとリングローラ間にはそれぞれすべりが発生する。

【0005】

しかしながら、この場合には、太陽ローラと遊星ローラ間のすべりの方向に対して、遊星ローラとリングローラ間のすべりの方向が逆になる。たとえば、太陽ローラと遊星ローラ間に正のすべり率 s_1 を与えると、遊星ローラとリングローラ間には負のすべり率 s_2 が発生してしまう。このため、ローラ間に発生するローラ駆動力が相互に相殺しあい、大きな出力トルクを得ることができない。

【0006】

本発明の課題は、かかる問題点に鑑みて、遊星ローラ機構の出力トルクを効率良く高めることのできる複合遊星装置を提案することにある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記の課題を解決するために、本発明の複合遊星装置は、
 太陽歯車、遊星歯車、および内歯車を備えた遊星歯車機構と、
 太陽ローラ、遊星ローラおよびリングローラを備えた遊星ローラ機構とを有し、
 前記太陽歯車および前記太陽ローラは共通の回転中心軸線の回りを一体回転し、
 前記遊星歯車および前記遊星ローラは共通の遊星軸の回りを一体回転し、
 前記内歯車および前記リングローラは前記回転中心軸線の回りを一体回転するように、
 または同心で固定できるように構成されており、
 前記太陽ローラの半径が前記太陽歯車のかみあいピッチ円半径 r_1 より Δr_1 だけ大きく

、
 前記遊星ローラの半径が前記遊星歯車のかみあいピッチ円半径 r_{21} より Δr_1 だけ小さく、

前記遊星歯車の前記太陽歯車とのかみあいピッチ円半径 r_{21} が、当該遊星歯車の前記内歯車とのかみあいピッチ円半径 r_{23} よりも大きいことを特徴としている。

【0008】

この構成によれば、太陽ローラと遊星ローラ間にすべりが発生し、遊星ローラとリングローラ間にもすべりが発生する。また、これらの部分のすべりの方向および量を同一にすることができる。すなわち、太陽ローラと遊星ローラ間のすべり率を s_1 、遊星ローラとリングローラ間のすべり率を s_2 とすると、 $s_1 = s_2 > 0$ とすることができる。

【0009】

かかるすべり率の関係を備えた遊星ローラ機構を実現するためには、
 前記遊星歯車機構の各歯車の歯数を、式(1)を満足した歯数の組み合わせとし、
 前記太陽ローラの半径を前記太陽歯車のかみあいピッチ円半径よりも、式(2)で与えられる半径増加量 Δr_1 だけ大きくし、
 前記遊星ローラの半径を、前記遊星歯車の内歯車とのかみあいピッチ円半径よりも、式(3)で与えられる量 Δr_2 だけ大きくすればよい。

【0010】

$$j = (Z_d - Z_a) / 2 - Z_b > 0 \quad (1)$$

但し、 j : 遊星歯車の歯数低減数

Z_a : 太陽歯車の歯数

Z_b : 遊星歯車の歯数

Z_d : 内歯車の歯数

$$\Delta r_1 = \frac{r_{21} - r_{23}}{\frac{r_{23}(1 + \frac{r_1}{r_{21}})}{\frac{r_{21}}{r_1(1 - \frac{r_{23}}{r_3})} + 1}} \quad (2)$$

$$\Delta r_2 = r_{21} - r_{23} - \Delta r_1 \quad (3)$$

但し、 r_1 : 太陽歯車のかみあいピッチ円半径

r_{21} : 遊星歯車の太陽歯車とのかみあいピッチ円半径

r_{23} : 遊星歯車の内歯車とのかみあいピッチ円半径

r_3 : 内歯車のかみあいピッチ円半径

【発明の効果】

【0011】

本発明の複合遊星装置では、その遊星ローラ機構における太陽ローラと遊星ローラ間のすべりの量および方向が、遊星ローラとリングローラ間のすべりの量および方向と同一である。従って、ローラ間に発生するローラ駆動力を出力トルクとして効率良く出力できる。よって、遊星ローラ機構の出力トルクを高めることができ、遊星歯車機構の低トルク域

では当該遊星歯車機構よりも遊星ローラ機構が優勢に作用し、歯車対の駆動側歯面の衝突を少なくして、かみあい騒音を低減できる。また、遊星ローラ機構の高い出力トルクは、遊星歯車機構の低トルク域におけるねじり剛性を高める効果も奏する。

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

以下に、図面を参照して、本発明を適用した複合遊星減速装置の一例を説明する。

【0013】

図1は本例の複合遊星減速装置を示す概略縦断面図である。複合遊星減速装置1は、装置軸線1aに同軸状態で一方の側に配列された入力軸2および他方の側に配列された出力軸3と、これらの間において、並列配置された遊星歯車機構10および遊星ローラ機構20とを有している。遊星歯車機構10の各歯車と、遊星ローラ機構20の対応する各ローラとが、それぞれ、同一の回転軸線の回りを一体回転するように構成されている。

【0014】

詳細に説明すると、入力軸2には太陽軸5が同軸状態に連結固定されており、この太陽軸5の入力軸側テーパ部に太陽ローラ21がナット4で位置決めするように形成され、出力軸側には太陽歯車11が形成されている。太陽軸5の出力側の端部分5aは、軸受6を介して、遊星キャリア7によって回転自在の状態に支持されている。遊星キャリア7の入力側の円環状端面7aには複数本の遊星軸8が固定されており、各遊星軸8は、装置軸線1aに平行に入力側に延びている。各遊星軸8には、遊星歯車12および遊星ローラ22が回転自在の状態に支持されている。各遊星歯車12は太陽歯車11にかみ合っており、各遊星ローラ22は太陽ローラ21に転がり接触している。

【0015】

遊星キャリア7、遊星歯車12および遊星ローラ22を取り囲む状態に、円筒状の装置ハウジング9が配置されている。遊星キャリア7は軸受9aを介して装置ハウジング9の内周面に回転自在の状態に支持されている。軸受9aよりも入力軸側の装置ハウジング9の内周面部分には内歯車13が一体形成されており、内歯車13は各遊星歯車12にかみ合っている。内歯車13の入力側には、リングローラ23が同軸状態に配置され、各遊星ローラ22に転がり接触している。リングローラ23は、ローラ支持部材24を介して、装置ハウジング9に固定されている。出力軸3は、遊星キャリア7に一体形成されており、その出力側の円形端面7bの中心から装置軸線1aに同軸状態で突出している。

【0016】

本例の複合遊星減速装置1は、遊星ローラ機構20の出力トルクを高めるために、図2に示すように構成されている。図2を参照して説明すると、太陽ローラ21と遊星ローラ22間のすべり率を s_1 、遊星ローラ22とリングローラ23間のすべり率を s_2 とすると、 $s_1 = s_2 > 0$ となるように設定されている。かかる関係を満たすように、遊星歯車減速機構10の各歯車11、12、13の歯数を、式(1)を満足した歯数の組み合わせとなるようにしてある。また、太陽ローラ21の半径を太陽歯車11のかみあいピッチ円半径 r_1 よりも、式(2)で与えられる半径増加量 Δr_1 だけ大きくしてある。さらに、遊星ローラ22の半径 r_{22} を、遊星歯車12の内歯車13とのかみあいピッチ円半径 r_{23} よりも、式(3)で与えられる量 Δr_2 だけ大きくしてある。

【0017】

$$j = (Z_d - Z_a) / 2 - Z_b > 0 \quad (1)$$

但し、j: 遊星歯車の歯数低減数

Z_a : 太陽歯車の歯数

Z_b : 遊星歯車の歯数

Z_d : 内歯車の歯数

$$\Delta r_1 = \frac{r_{21} - r_{23}}{r_{23}(1 + \frac{r_1}{r_{21}}) + 1} \quad (2)$$

$$\frac{r_1(1 - \frac{r_{23}}{r_3})}{r_{21}}$$

$$\Delta r_2 = r_{21} - r_{23} - \Delta r_1 \quad (3)$$

但し、 r_1 : 太陽歯車のかみあいピッチ円半径

r_{21} : 遊星歯車の太陽歯車とのかみあいピッチ円半径

r_{23} : 遊星歯車の内歯車とのかみあいピッチ円半径

r_3 : 内歯車のかみあいピッチ円半径

【0018】

式(1)の条件 $0 < j$ を満たすように歯数を組み合わせることにより、図2の概念図において誇張して描いてあるように、遊星歯車12の太陽歯車11とのかみあいピッチ円半径 r_{21} より、内歯車13とのかみあいピッチ円半径 r_{23} が小さくなる。また、式(2)、式(3)は太陽ローラ21と遊星ローラ22の間のすべり率 s_1 と遊星ローラ22とリングローラ23の間のすべり率 s_2 が等しくなるという条件から導出してあるが、式(2)、(3)を満足するように、太陽ローラ21の半径を太陽歯車11のかみあいピッチ円半径 r_1 より Δr_1 だけ大きくし、遊星ローラ22の半径を遊星歯車12の太陽歯車11とのかみあいピッチ円半径 r_{21} より Δr_1 だけ小さくし、この遊星ローラ22の半径に接するようにリングローラ23の内半径を決める。この結果、太陽ローラ21と遊星ローラ22間のすべり率 s_1 と、遊星ローラ22と内歯車23間のすべり率 s_2 を等しくできる。すべり率 s_1 、 s_2 が等しいので、各ローラ対に発生する牽引力 F が同一方向に作用し、合計牽引力が $2F$ となり、大きな出力トルクが得られる。

【0019】

本例の複合遊星減速装置1では、遊星歯車減速機構10の各歯車対には低コスト化のためにバックラッシュを許容しても、併設の遊星ローラ減速機構20のローラ間にはバックラッシュがないので、ゼロバックラッシュを実現できる。

【0020】

また、遊星ローラ減速機構20から大きなトルク出力が得られるので、遊星減速機構の低トルク域では、遊星歯車減速機構10よりも遊星ローラ減速機構20が優勢に作用し、歯車対の駆動側歯面の衝突を少なくして、かみあい騒音を低減することができる。また、遊星ローラ減速機構20から大きな出力トルクが得られるので、遊星減速機構10の低トルク域におけるねじり剛性を高めることができる。

【0021】

さらに、高トルク域では、遊星歯車減速機構10が優勢になるので、高トルクを伝達することができる。

【実施例】

【0022】

上記構成の複合遊星減速装置1の実施例を説明する。遊星歯車減速機構で使用される歯数組み合わせの一般的な例として、太陽歯車の歯数 $Z_a = 24$ 、遊星歯車の歯数 $Z_b = 36$ 、内歯車の歯数 $Z_c = 96$ がある。この場合の減速比は $U_g = 1/5$ である。この歯数組み合わせは、各歯車の転位係数をゼロにできるので標準歯車を使用でき、設計の手間が省けるので、よく使用される。しかし、この歯数組み合わせは上記の式(1)で規定する j の値がゼロとなり、ローラ間のすべり率 s_1 、 s_2 がともにゼロであり、大きな牽引力が得られない(図3の概念図参照)。

【0023】

本例では、遊星歯車12の歯数を1枚減らして $Z_b = 35$ とし、 $J = 1$ としてある。こ

の場合、遊星歯車減速機構 10 の減速比は上記と同様に $U_g = 1/5$ である。また、遊星歯車減速機構 10 の各歯車をインボリュート平歯車とし、それらの歯車諸元を表 1 に示す。この表から分かるように、 $r_{21} > r_{23}$ となっている。

【0024】

【表 1】

	太陽歯車	遊星歯車	内歯車
工具	m=1.0, 圧力角=20°, 並歯		
歯数	24	35	96
転位係数	0.3529	0.3400	0
中心距離(mm)	—	30.1436	—
かみあいピッチ円半径(mm)	12.2618	$r_{21}=17.8818$ $r_{23}=17.2955$	47.4391

【0025】

次に、表に示す歯車諸元から算出される太陽ローラ 21 の半径増加量 Δr_1 を式 (2) から求めると、 $\Delta r_1 = 0.1236 \text{ mm}$ となる。また、式 (3) から、 $\Delta r_2 = 0.4626 \text{ mm}$ が得られる。したがって、太陽ローラ 21 の半径は 12.3854 mm 、遊星ローラ 22 の半径は 17.7581 mm 、リングローラ 23 の内半径は 47.9017 mm となる。この結果、遊星ローラ減速機構 20 の減速比 $U_r = 1/4.868$ になる。

【0026】

以上により、太陽ローラ 21 と遊星ローラ 22 間のすべり率 $s_1 = 1.7\%$ 、遊星ローラ 22 とリングローラ 23 間のすべり率 $s_2 = 1.7\%$ となり、 $s_1 = s_2$ を満足し、図 3 の概念図に示すように、大きな牽引力を出力可能な遊星ローラ減速機構 20 を実現できる。

【0027】

(式 (2)、(3) の算出方法)

図 3 を参照して、式 (2)、(3) の算出方法を説明する。

(1) ローラ半径を歯車のかみあいピッチ円半径より Δr 増減するときのローラ間のすべり率を求める (キャリア固定)。

【0028】

(a) すべり率 s_1 (太陽ローラと遊星ローラ間)

$$\begin{aligned}
s_1 &= \frac{v_1' - v_2'}{v_1' + v_2'} \\
&= \frac{2(r_1' \omega_1 - r_2' \omega_2)}{r_1' \omega_1 + r_2' \omega_2} \\
&= \frac{2[(r_1 + \Delta r_1) \omega_1 - (r_{21} - \Delta r_1) \omega_2]}{(r_1 + \Delta r_1) \omega_1 + (r_{21} - \Delta r_1) \omega_2} \\
&= \frac{2 \left[(r_1 + \Delta r_1) \omega_1 - (r_{21} - \Delta r_1) \frac{r_1}{r_{21}} \omega_1 \right]}{(r_1 + \Delta r_1) \omega_1 + (r_{21} - \Delta r_1) \frac{r_1}{r_{21}} \omega_1} \\
&= \frac{2 \left[(r_1 + \Delta r_1) - (r_{21} - \Delta r_1) \frac{r_1}{r_{21}} \right]}{(r_1 + \Delta r_1) + (r_{21} - \Delta r_1) \frac{r_1}{r_{21}}} \\
&= \frac{2 \left[(r_1 + \Delta r_1) - \left(r_1 - \Delta r_1 \frac{r_1}{r_{21}} \right) \right]}{(r_1 + \Delta r_1) + \left(r_1 - \Delta r_1 \frac{r_1}{r_{21}} \right)} \\
&= \frac{2 \Delta r_1 \left(1 + \frac{r_1}{r_{21}} \right)}{2 r_1 + \Delta r_1 \left(1 - \frac{r_1}{r_{21}} \right)}, \quad \left[2 r_1 \gg \Delta r_1 \left(1 - \frac{r_1}{r_{21}} \right) \right] \\
&\simeq \frac{\Delta r_1 \left(1 + \frac{r_1}{r_{21}} \right)}{r_1} \quad (A)
\end{aligned}$$

【0029】

(b) すべり率 s_2 (遊星ローラと内歯車ローラ間)

$$\begin{aligned}
s_2 &= \frac{v_2' - v_3'}{\frac{v_2' + v_3'}{2}} \\
&= \frac{2(r_2'\omega_2 - r_3'\omega_3)}{r_2'\omega_2 + r_3'\omega_3} \\
&= \frac{2[(r_{23} + \Delta r_2)\omega_2 - (r_3 + \Delta r_2)\omega_3]}{(r_{23} + \Delta r_2)\omega_2 + (r_3 + \Delta r_2)\omega_3} \\
&= \frac{2\left[(r_{23} + \Delta r_2)\omega_2 - (r_3 + \Delta r_2)\frac{r_{23}}{r_3}\omega_2\right]}{(r_{23} + \Delta r_2)\omega_2 + (r_3 + \Delta r_2)\frac{r_{23}}{r_3}\omega_2} \\
&= \frac{2\left[(r_{23} + \Delta r_2) - (r_3 + \Delta r_2)\frac{r_{23}}{r_3}\right]}{(r_{23} + \Delta r_2) + (r_3 + \Delta r_2)\frac{r_{23}}{r_3}} \\
&= \frac{2\left[(r_{23} + \Delta r_2) - \left(r_{23} + \Delta r_2\frac{r_{23}}{r_3}\right)\right]}{(r_{23} + \Delta r_2) + \left(r_{23} + \Delta r_2\frac{r_{23}}{r_3}\right)} \\
&= \frac{2\Delta r_2\left(1 - \frac{r_{23}}{r_3}\right)}{2r_{23} + \Delta r_2\left(1 + \frac{r_{23}}{r_3}\right)}, \quad \left[2r_{23} \gg \Delta r_2\left(1 + \frac{r_{23}}{r_3}\right)\right] \\
&\simeq \frac{\Delta r_2\left(1 - \frac{r_{23}}{r_3}\right)}{r_{23}} \quad (B)
\end{aligned}$$

【0030】

(2) $s_1 = s_2$ となる $\Delta r_1, \Delta r_2$

式 (A) と式 (B) を等置して

$$\frac{\Delta r_1 \left(1 + \frac{r_1}{r_{21}}\right)}{r_1} = \frac{\Delta r_2 \left(1 - \frac{r_{23}}{r_3}\right)}{r_{23}}$$

$$\frac{\Delta r_1}{\Delta r_2} = \frac{r_1 \left(1 - \frac{r_{23}}{r_3}\right)}{r_{23} \left(1 + \frac{r_1}{r_{21}}\right)} \quad (C)$$

また、図から明らかなように

$$\Delta r_1 + \Delta r_2 = r_{21} - r_{23} \quad (D)$$

式 (D) 中の Δr_2 を式 (C) に代入して

$$\frac{\Delta r_1}{r_{21} - r_{23} - \Delta r_1} = \frac{r_1 \left(1 - \frac{r_{23}}{r_3}\right)}{r_{23} \left(1 + \frac{r_1}{r_{21}}\right)}$$

$$\frac{r_{21} - r_{23} - \Delta r_1}{\Delta r_1} = \frac{r_{23} \left(1 + \frac{r_1}{r_{21}}\right)}{r_1 \left(1 - \frac{r_{23}}{r_3}\right)}$$

$$r_{21} - r_{23} - \Delta r_1 = \frac{r_{23} \left(1 + \frac{r_1}{r_{21}}\right)}{r_1 \left(1 - \frac{r_{23}}{r_3}\right)} \Delta r_1$$

$$r_{21} - r_{23} = \frac{r_{23} \left(1 + \frac{r_1}{r_{21}}\right)}{r_1 \left(1 - \frac{r_{23}}{r_3}\right)} \Delta r_1 + \Delta r_1$$

$$= \left[\frac{r_{23} \left(1 + \frac{r_1}{r_{21}}\right)}{r_1 \left(1 - \frac{r_{23}}{r_3}\right)} + 1 \right] \Delta r_1$$

したがって、

$$\Delta r_1 = \frac{r_{21} - r_{23}}{\frac{r_{23} \left(1 + \frac{r_1}{r_{21}}\right)}{r_1 \left(1 - \frac{r_{23}}{r_3}\right)} + 1} \quad (2)$$

また、式 (D) から

$$\Delta r_2 = r_{21} - r_{23} - \Delta r_1 \quad (3)$$

【0031】

記号

- a : 中心距離
 r_1 : 太陽歯車のかみあいピッチ円半径
 r_{21} : 遊星歯車の太陽歯車とのかみあいピッチ円半径
 r_{23} : 遊星歯車の内歯車とのかみあいピッチ円半径
 r_3 : 内歯車のかみあいピッチ円半径
 r_1' : 太陽ローラの外半径 ($r_1' = r_1 + \Delta r_1$)
 r_2' : 遊星ローラの外半径 ($r_2' = r_{21} - \Delta r_1$ or $r_2' = r_{23} + \Delta r_2$)
 r_3' : 内歯車ローラの内半径 ($r_3' = r_3 + \Delta r_2$)
 s_1 : 太陽ローラと遊星ローラ間のすべり率
 s_2 : 遊星ローラと内歯車ローラ間のすべり率
 v_1' : 太陽ローラの外半径における周速度
 v_2' : 遊星ローラの外半径における周速度
 v_3' : 内歯車ローラの内半径における周速度
 ω_1 : 太陽歯車の回転角速度
 ω_2 : 遊星歯車の回転角速度
 ω_3 : 内歯車の回転角速度
 Δr_1 : 太陽ローラの半径増加量
 Δr_2 : 遊星ローラの半径増加量

【図面の簡単な説明】

【0032】

【図1】本発明を適用した複合遊星減速装置の概略縦断面図である。

【図2】本発明の構成を示す概念図である。

【図3】式(2)、(3)の算出方法を示すための説明図である。

【図4】従来の複合遊星装置の構成を示す概念図である。

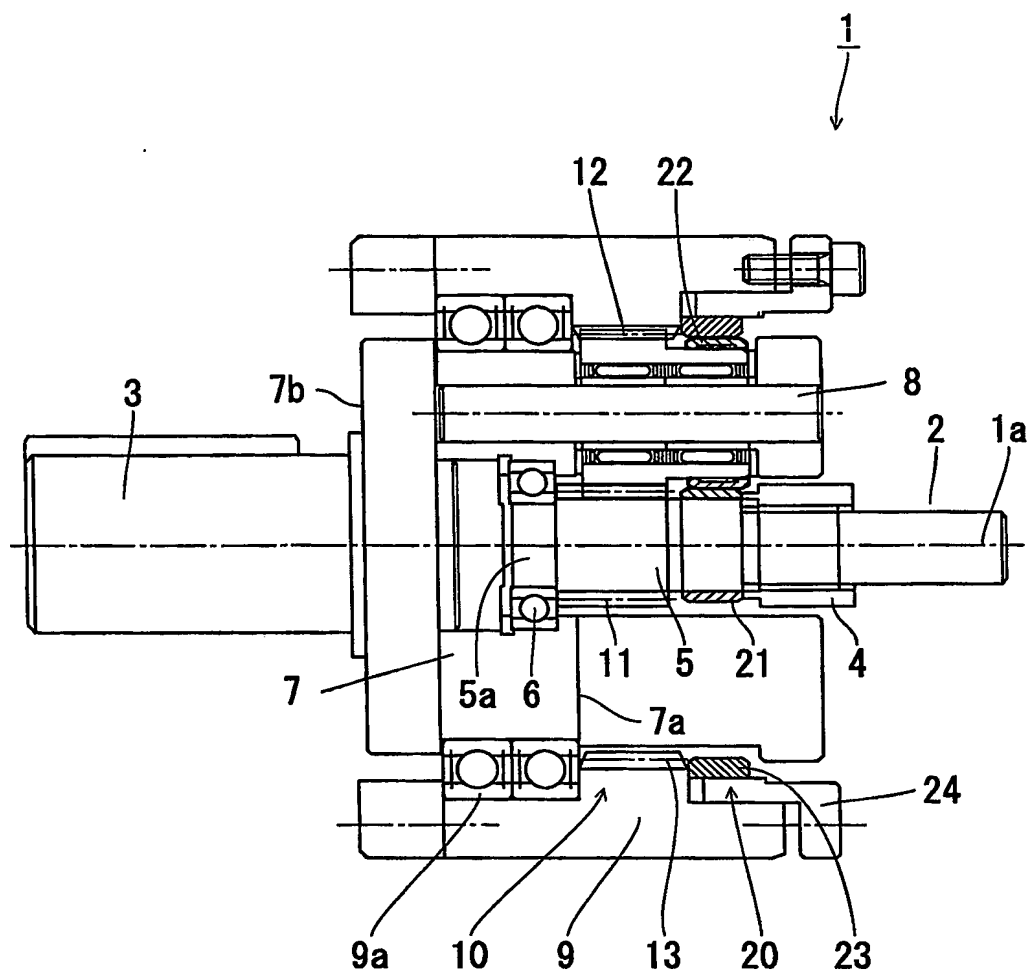
【図5】従来の複合遊星装置の構成を示す概念図である。

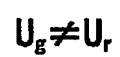
【符号の説明】

【0033】

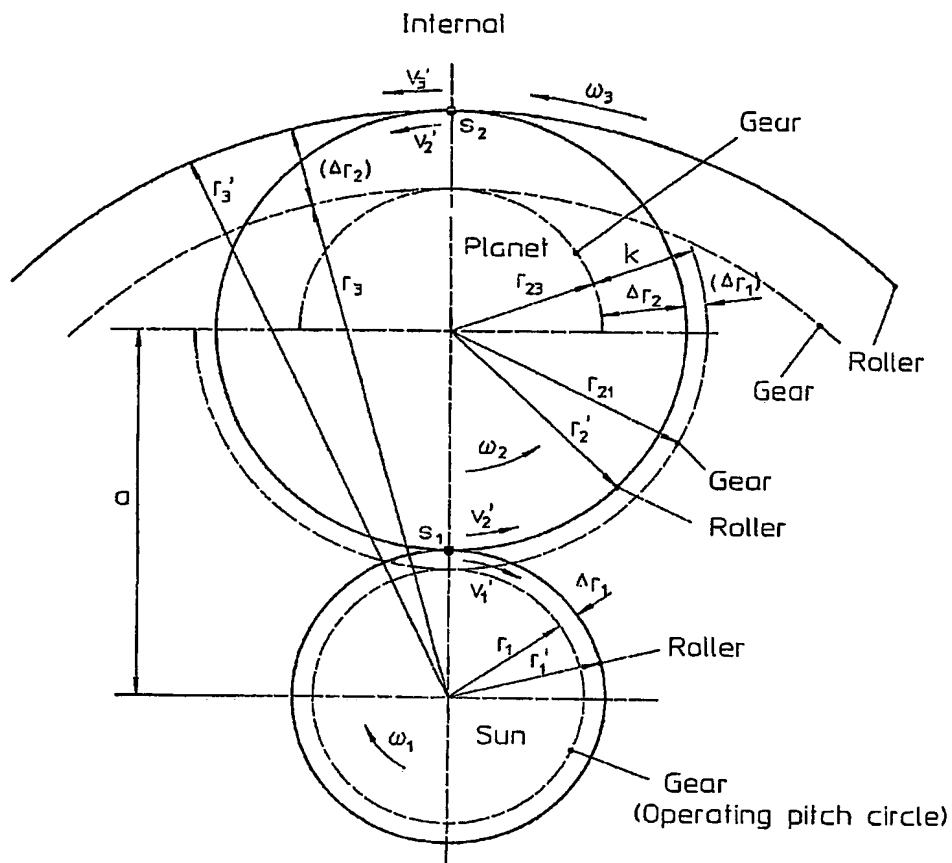
- 1 複合遊星減速装置
 1 a 装置軸線
 2 入力軸
 3 出力軸
 5 太陽軸
 7 遊星キャリア
 8 遊星軸
 9 装置ハウジング
 10 遊星歯車減速機構
 11 太陽歯車
 12 遊星歯車
 13 内歯車
 20 遊星ローラ減速機構
 21 太陽ローラ
 22 遊星ローラ
 23 リングローラ

【書類名】 図面
【図 1】

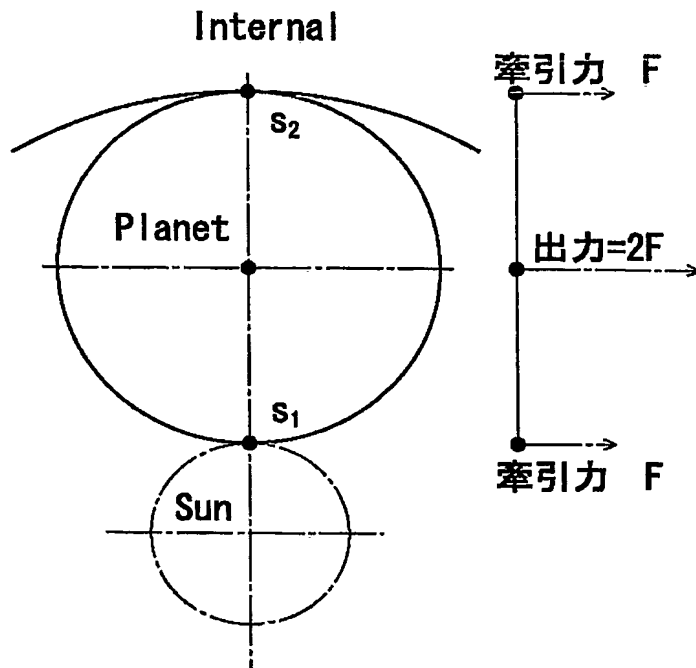




【図 3】



【図 4】



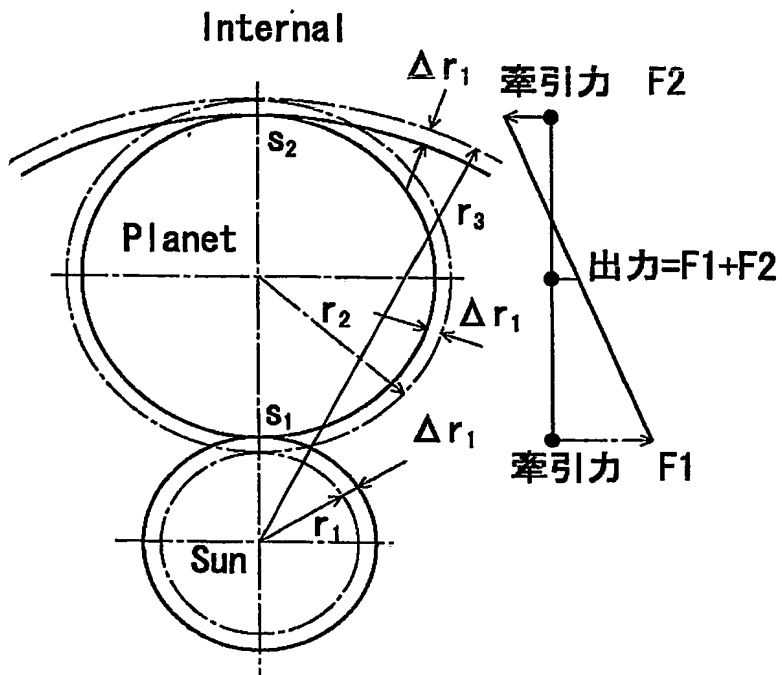
歯車ピッチ円径＝ローラ径

$$U_g = U_r$$

$$s_1 = s_2 = 0$$

(従来例)

【図 5】



s_1 を正にすると
 s_2 は必ず負になる

$$U_g \neq U_r$$

記号 ----- : 歯車のピッチ径

記号 ————— : ローラ外径

(従来例)

【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 遊星ローラ機構から高い出力トルクを得ることのできる複合遊星装置を提案すること。

【解決手段】 複合遊星減速装置 1 は、遊星歯車減速機構 10 と遊星ローラ減速機構 20 を構成している歯車 11、12、13 およびローラ 21、22、23 がそれぞれ共通の回転中心軸線の回りを一体回転するように構成されている。太陽ローラ 21 の半径が太陽歯車 11 のかみあいピッチ円半径 r_1 より Δr_1 だけ大きく、遊星歯車 12 の太陽歯車 11 とのかみあいピッチ円半径 r_{21} と、遊星歯車 12 の内歯車 13 とのかみあいピッチ円半径 r_{23} とが異なり、遊星ローラ 22 の半径が遊星歯車 12 のかみあいピッチ円半径 r_{21} より Δr_1 だけ小さい。これにより、太陽ローラ 21 と遊星ローラ 22 間のすべり率 s_1 と、遊星ローラ 22 とリングローラ 23 間のすべり率 s_2 が等しくなり、遊星ローラ減速機構 20 から大きな出力トルクが得られる。

【選択図】 図 2

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2004-000393
受付番号	50400004406
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0092
作成日	平成16年 1月 6日

<認定情報・付加情報>

【提出日】 平成16年 1月 5日

特願 2004-000393

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[390040051]

1. 変更年月日

1993年 4月16日

[変更理由]

住所変更

住 所

東京都品川区南大井6丁目25番3号

氏 名

株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/JP04/018570

International filing date: 13 December 2004 (13.12.2004)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP
Number: 2004-000393
Filing date: 05 January 2004 (05.01.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 17 February 2005 (17.02.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse